

**О. В. Кошельник,**

канд. тех. наук

**Н. А. Чорна,**

канд. тех. наук

Інститут проблем

машинобудування

ім. А.М. Підгорного

НАН України, м. Харків,

e-mail: chernaya-nata@mail.ru

**Ключові слова:** енерготехнологічний комплекс, вторинні енергоресурси, воднева турбоустановка, термосорбційний компресор, енергоефективність.

УДК 536.24, 621.576.5

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ СИСТЕМ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ

*Для утилізації низькотемпературних теплових вторинних енергоресурсів запропоновано схему енергоперетворюючого комплексу для одночасного вироблення теплової та електричної енергії із застосуванням водневої турбоустановки та термосорбційного компресора. Наведено етапи розрахунку основних елементів енерготехнологічного комплексу. Проведено аналіз його роботи в діапазоні температур димових газів на вході в термосорбційний компресор 523–723 К та визначено основні характеристики водневого контуру енергосилової установки. Отримана електроенергія може бути використана для вироблення водню на технологічні потреби.*

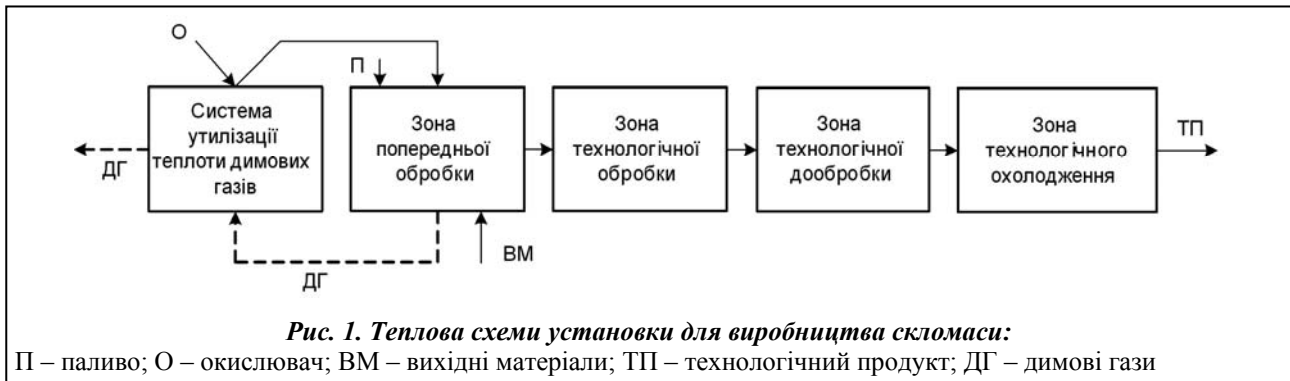
### Вступ

Сьогодні політика підвищення енергоефективності на всіх етапах виробництва і споживання енергетичних ресурсів є важливим чинником подальшого розвитку економіки та створення умов для енергетичної безпеки держави. Промислові комплекси, в яких реалізуються високотемпературні теплотехнологічні процеси, формують технічну базу таких енергоємних галузей виробництва, як чорна та кольорова металургія, хімічна та будівельна промисловість. Відомо, що на більшості підприємств України випуск продукції в цих галузях здійснюється з підвищеними питомими витратами енергоресурсів і характеризується інтенсивним забрудненням навколишнього середовища [1]. Так, теплота димових газів регенеративних повітрянагрівачів доменних печей становить 15–20% від витрати теплоти на підігрів гарячого дуття. При цьому температура газів на виході з теплообмінників складає 200–400 °С. У скляній промисловості, незважаючи на застосування багатоступінчатих систем утилізації теплоти, температура димових газів після плавильних печей може становити 150–400 °С. Тут у тепловому балансі печей втрати з димовими газами сягають до 40% внесеної теплоти в робочий простір [2]. Тому з огляду на значні обсяги вторинних енергетичних ресурсів на промислових підприємствах сьогодні актуальною залишається проблема утилізації низькотемпературних теплових викидів при рівні температур 200–400 °С.

### Постановка проблеми

Найбільш поширеним засобом використання теплового потенціалу димових газів є доповнення теплотехнологічних схем високотемпературних установок додатковими утилізаційними агрегатами. Це надає можливості, крім підігріву повітря горіння, отримати пару технологічних або енергетичних параметрів, електроенергію або механічну енергію для приводу компресорів та вентиляторів, холод в абсорбційних холодильних установках. Але генерація водяної пари в традиційних котлах-утилізаторах при температурі димових газів менш 400 °С є досить проблематичною. Тому найбільш часто ця теплота застосовується для підігріву повітря горіння або штучного газоподібного палива.

Проте найбільш ефективним з точки зору більш повного застосування енергетичного потенціалу палива є використання утилізаційних схем з когенерацією, тобто з одночасним отриманням електричної та теплової енергії. Істотним недоліком таких схем є великі розміри турбомашин та турбоприводів, наявність в них значної кількості додаткового обладнання – конденсаторів, ежекторних і деаераційних установок та ін. Альтернативою традиційним паровим турбінам є застосування як робочого тіла низькикиплячої рідини. Перевагою при цьому є можливість



використання теплоти з низьким температурним рівнем, але досить велика вартість робочого тіла в багатьох випадках призводить до низької економічної ефективності роботи таких схем.

Як відомо, для замкнених циклів термодинамічна ефективність в значній мірі залежить від вибору робочого тіла. Із зменшенням атомності зростає показник адіабати  $i$ , як наслідок, термічний ККД. Ефективність застосування тієї чи іншої речовини у цьому випадку також залежить від значення газової сталої  $R$ . Все це створює передумови розглядати як альтернативу гази з малою молекулярною масою, до яких належить й водень. Технічні можливості теплоенергетичних установок, спосіб роботи яких базується на властивості оборотних металогідридів поглинати водень низького тиску і виділяти його при нагріванні під підвищеним тиском, відкривають принципово новий шлях створення енергетичних установок, що зможуть забезпечити отримання різних видів енергії за рахунок споживання теплоти низького температурного потенціалу [3]. Але розробка та реалізація технології утилізації низькопотенційних теплових викидів промислових підприємств з використанням водневих енергоперетворюючих установок пов'язана із певними труднощами, що викликані насамперед необхідністю урахування взаємозв'язку складних фізико-хімічних процесів в окремих елементах системи.

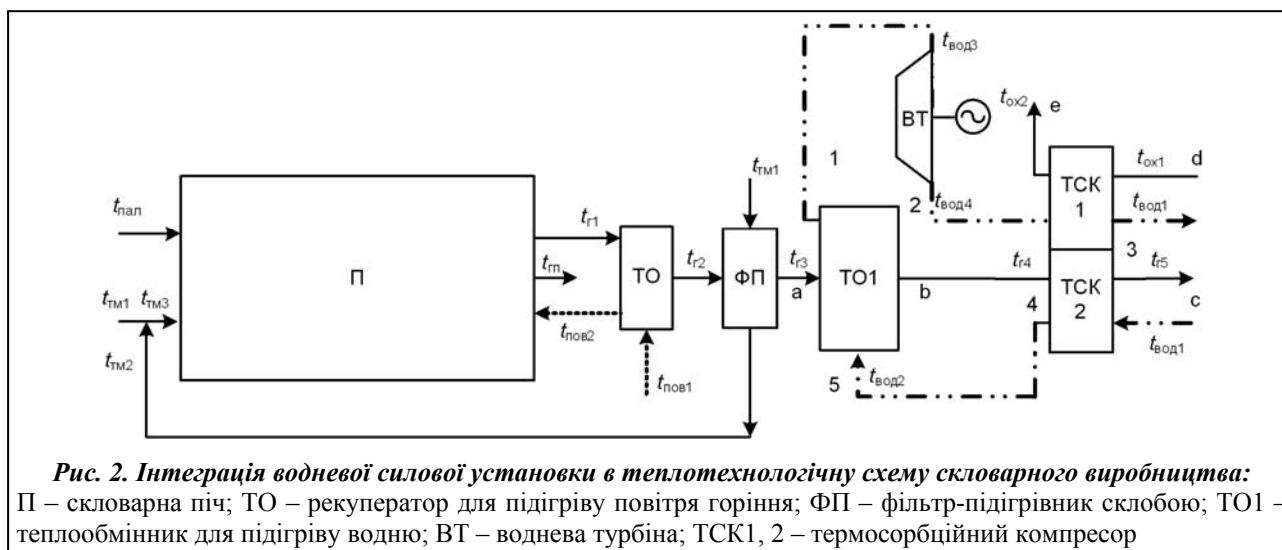
Метою роботи є аналіз ефективності використання водневих енергоперетворюючих комплексів для утилізації низькопотенційних теплових вторинних енергоресурсів промислових підприємств та розробка методики розрахунків його ключових елементів.

### Викладення основної частини дослідження

Розглянемо перспективи використання водневих енергоперетворюючих комплексів на прикладі технологічної схеми скловарного виробництва. Витрати енергії на виробництво стекломаси навіть на підприємствах провідних світових виробників залишаються досить високими й становлять 3,8–8,3 ГДж/т стекломаси. Сучасна ванна піч скловарного виробництва може мати загальну теплову ефективність до 50% [4]. При цьому основними втратами є втрати з димовими газами та через огороження печі. Теплову схему виробництва стекломаси в паливних печах безперервної дії наведено на рис. 1.

При виробництві листового скла для його формування після виходу стекломаси з плавильної печі використовується флоат-процес. Процес формування стрічки скла на розплаві металу здійснюється у ванні, що являє собою тепловий агрегат, який містить шар розплавленого металу, захисну відбудовну атмосферу, обладнання для подачі стекломаси та виводу стрічки з ванни розплаву в піч відпалу. Необхідність створення захисної атмосфери викликана присутністю кисню. Захисна відбудовна атмосфера являє собою суміш інертного газу (азот) та відновлюючих газів – оксиду вуглецю та водню у різних співвідношеннях. Вміст водню в суміші складає від 3 до 10 % об. Типовий флоат-резервуар споживає в середньому 60 – 100  $\text{м}^3/\text{год}$  водню високого ступеня чистоти [5]. Сьогодні на більшості скловарних підприємств водень отримують на водневих станціях за допомогою електролізерів. З огляду на наявність відповідного устаткування для одержання та транспортування водню, його використання як робочого тіла в енергоперетворюючих теплоутилізаційних комплексах скловарного виробництва не призведе до значних додаткових витрат.

Рівень температур димових газів за теплотехнологічними комплексами скловарного виробництва відповідає рівню температур, необхідному для забезпечення роботи металогідридних термо-



сорбційних компресорів. У таких схемах може бути застосовано водневу турбіну, у якій за рахунок спрацювання енергії стисненого водню виробляється механічна енергія для приводу в дію електрогенератора. Оскільки перепад тиску, що забезпечує термосорбційний компресор, у декілька разів перевищує той, що необхідно для спрацювання низькопотенційної теплоти в турбіні, з'являється можливість організувати процес розширення з декількома проміжними перегрівами робочого тіла, що підвищить ККД турбоустановки [6]. На рис. 2 подано схему інтеграції водневої силової установки в теплотехнологічний комплекс скловарного виробництва.

Розглянемо докладно роботу даної схеми. В піч подаються технологічні матеріали (шихта) та паливо з температурами  $t_{\text{тм1}}$  та  $t_{\text{пал}}$  відповідно. Склобій з температурою  $t_{\text{тм1}}$ , в свою чергу, подається в електрофільтр-підігрівник, в якому за рахунок теплоти димових газів він підігрівається до  $t_{\text{тм2}}$ . Одночасно тут здійснюється очищення газів від пилу, який осідає в шарі склобою. Далі підігрітий склобій змішується з іншими технологічними матеріалами, і шихта з температурою  $t_{\text{тм3}}$  потрапляє в скловарну піч. Підігріте в рекуператорі ТО повітря горіння подається у паливковий пристрій печі з температурою  $t_{\text{пов2}}$ . Вихідними потоками є готовий продукт (скломаса) з температурою  $t_{\text{гп}}$  та димові гази, які мають температуру  $t_{\text{г1}}$ . Вони потрапляють у рекуперативний теплообмінник ТО і далі по газоходу – у фільтр-підігрівник. Передавши частину тепла склобою, гази направляються в теплообмінник ТО1, де стиснений водень після ТСК2 нагрівається від температури  $t_{\text{вод2}}$  до  $t_{\text{вод3}}$ . Кінцевим ступенем утилізації є «гаряча» сторона компресора ТСК2, в якому димові гази охолоджуються від температури  $t_{\text{г4}}$  до  $t_{\text{г5}}$  та після цього подаються в димосос. Тут тиск водню збільшується до рівня  $P_2$ , а температура – до  $t_{\text{вод2}}$ . Процес стиснення водню здійснюється на «гарячій» стороні компресора, а процес розширення відбувається в водневій турбіні, де тиск водню зменшується до  $P_1$ . Водень низького тиску подається на «холодну» сторону ТСК1, де здійснюється процес сорбції. Процес супроводжується виділенням певної кількості теплоти, яка відводиться системою охолодження (температура холодоагенту змінюється від  $t_{\text{ок1}}$  до  $t_{\text{ок2}}$ ). Для стиснення водню в подібних схемах можливо використовувати й традиційні механічні компресори. Але в такому випадку для перетворення тепла в потенційну енергію стисненого газу слід здійснити ще додаткове перетворення тепла в механічну роботу, що супроводжується значною втратою працездатності. Витрати енергії на стиснення у термосорбційному компресорі практично не залежать від ступеня підвищення тиску. У механічному компресорі, навпаки, з ростом співвідношення тисків відбувається значне зростання енергії, що втрачається на стиснення робочого тіла. При цьому варто мати на увазі те, що термосорбційний компресор використовує як джерело енергії низькопотенційну теплоту з високим ступенем термодинамічної досконалості.

Для оцінки ефективності застосування водневого енергоперетворюючого комплексу необхідно розробити методику дослідження металогідридних утилізаційних систем та виділити модулі, які відображають основні етапи створення металогідридних систем. В першу чергу необхідно визначити кількість генераторів-сорберів для термосорбційного компресора. Основною вимогою при

цьому є забезпечення безперервної подачі водню споживачеві у заданому обсязі. Здійснення безперервної подачі робочого тіла системою, яка складається з ряду елементів – джерел робочого тіла, що генерують його періодично, може бути забезпечено у випадку безперервного проходження одного за іншим процесів генерації. Подібною системою є термосорбційний компресор, що складається з декількох генераторів-сорберів, робота яких організована таким чином, що фази нагнітання водню кожним з них, чергуючись у часі, зливаються в безперервний процес подачі стиснутого водню в магістраль високого тиску компресора.

Далі обирається тип часового циклу роботи генератора-сорбера. Вибір типу циклів залежить від тривалості циклів всмоктування та нагнітання, а також потужності підводу та відводу теплоти. Стосовно роботи термосорбційного компресору, найбільш прийнятним є симетричний цикл. Важливим етапом проектування металогібридних систем є визначення параметрів роботи та характеристик генераторів-сорберів. При цьому слід враховувати, що режим роботи генераторів-сорберів повинен задовольняти умову безперервності подачі водню та забезпечення найбільшого ККД. Це потребує визначення ряду ключових параметрів, що характеризують енергетичну ефективність роботи компресора – тиску нагнітання, ступеня стиснення, тривалості циклів та ін.

Одним з основних етапів тут є модуль, в якому здійснюється розрахунок процесів тепломасопереносу в шарі металогібриду. Враховуючи складність процесів, що проходять в металогібридному шарі та істотний вплив на них конструктивних і технологічних параметрів генераторів-сорберів, найбільш ефективним засобом розв'язання цієї задачі є застосування методів математичного моделювання.

На цей час відомий ряд робіт, пов'язаних із створенням фронтальних і зонних математичних моделей процесу тепломасопереносу в металогібридах з використанням різних чисельних методів [7, 8]. При формуванні математичних моделей вважалося, що розвинена активна поверхня й відносно високі швидкості взаємодії водню з поверхнею частинок гібриду не лімітують швидкості термохімічної реакції. Обґрунтованість даного припущення правочинна лише для процесів, близьких до рівноважних [9]. На підставі аналізу явищ, що відбуваються при гідруванні дрібнодисперсного інтерметаліду, базовими рівняннями, що описують процес взаємодії водню з металогібридами, є рівняння теплопровідності, теплового балансу, нерозривності, рівняння, що описує зв'язок між тиском, температурою фазового переходу та масовістом водню, а також рівняння швидкості реакції взаємодії металогібриду із воднем [10].

Враховуючи складність досліджуваних процесів при побудові математичної моделі, прийнято такі припущення: режим фільтрації водню – в'язкісний; механізм переносу тепла обумовлено теплопровідністю, конвекцією, фільтрацією вільного водню в порах гібриду; масоперенос відбувається по нормалі до нагріваючої поверхні; коефіцієнт стиснення газу  $\xi = 1,0$ ; дифузійна складова масопереносу відсутня.

Математичну модель процесу тепломасопереносу в гібриді було створено на базі системи таких рівнянь.

Рівняння теплопровідності

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a_r \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\beta c_{H_2}}{c_r \rho_r} J \frac{\partial T}{\partial r}, \quad (1)$$

де  $a_r$  – коефіцієнт температуропровідності гібриду;  $\beta$  – поправковий коефіцієнт;  $C_{H_2}$  – коефіцієнт теплоємності водню;  $c_r$  – коефіцієнт теплоємності гібриду;  $\rho_r$  – густина гібриду;  $J$  – густина потоку водню.

Рівняння тепломасопереносу для металогібридного елемента на межі розподілу фаз збідненого і насиченого воднем гібриду

$$q_s \rho_r \frac{\partial \chi}{\partial \tau} = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \beta c_{H_2} J \frac{\partial T}{\partial r}, \quad (2)$$

де  $q_s$  – тепловий ефект реакції термохімічної взаємодії металогібриду з воднем;  $\chi$  – питомий масовіст водню в гібриді;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності.

Рівняння, що описує зв'язок між тиском, температурою фазового переходу і масовістом водню

$$\chi(\Theta) = 2 \ln \left( \frac{\Theta}{1 - \Theta} \right) + \frac{H_1(\Theta)}{R_{H_2} T}, \quad (3)$$

де  $\Theta$  – ступінь заповнення міжвузлів металогідридної матриці атомами водню;  $H_1(\Theta)$  – концентраційна залежність парціальної мольної ентальпії взаємодії між впровадженими атомами водню;  $R_{H_2}$  – газова стала для водню.

Рівняння нерозривності:

$$\frac{1}{\xi R_{H_2}} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \Pi \frac{p}{T} \right) = \frac{Jp}{r} + p \frac{\partial J}{\partial r} + J \frac{\partial p}{\partial r} - \rho_r \frac{\partial \chi}{\partial \tau}, \quad (4)$$

де  $\Pi$  – пористість металогідриду;  $\xi$  – коефіцієнт стиснення газу.

Потік водню через шар гідриду відіграє важливу роль у переносі тепла і маси в термосорбційному процесі. Встановлено, що через малий характерний розмір (середній діаметр частинок гідриду відповідає діапазону 3–30 мкм) та швидкість руху водню, в реальних умовах мають місце режими течії, за яких  $Re < 1$ . За цих умов усереднення тиску і швидкості потоку водню при в'язкісному режимі дозволяють скористатися рівнянням руху у формі закону Дарсі.

Рівняння для визначення густини потоку водню

$$J = h \frac{\Pi^3}{\mu} \frac{p}{\xi R_{H_2} T} \frac{d_{cp}^2}{(1 - \Pi)^2} \frac{\partial p}{\partial r}, \quad (5)$$

де  $h$  – коефіцієнт фільтрації;  $d_{сеп}$  – середній еквівалентний діаметр частинки гідриду;  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості.

У математичній моделі на перших циклах розрахунку використовується рівняння швидкості реакції взаємодії металогідриду із воднем

$$1 - (1 - \chi / \chi_\infty)^{1/3} = k_i \tau / a_i, \quad (6)$$

де величина  $a_i = \frac{d}{d\tau} \left( \frac{\chi}{\chi_\infty} \right)$ .

У тому випадку, коли константа швидкості реакції досягає постійного значення, криві десорбції можуть бути описані рівнянням вигляду

$$-\lg(1 - \chi / \chi_\infty)^{1/3} = k\tau. \quad (7)$$

Константа швидкості реакції для розглянутого класу гідридів визначалася із співвідношення  $k = f(p, T)$  [11]. Систему рівнянь (1–7) замикають початкові та граничні умови III роду.

Виконання теплотехнічних розрахунків металогідридних систем припускає заданими не тільки термосорбційні, але й теплофізичні характеристики застосованих матеріалів. Наявні дані про теплофізичні властивості металогідридів носять уривчастий характер і не враховують ряд факторів, істотних для процесів теплопереносу при взаємодії металогідриду із воднем. Відсутність цих даних не дозволяє установити залежності теплофізичних характеристик від стадії процесу у реальному діапазоні зміни режимних параметрів, що вносить істотну похибку у результати розрахунку конструкції металогідридних елементів.

Одним з найбільш ефективних шляхів ідентифікації теплофізичних характеристик є застосування інструментарію обернених задач теплопровідності, зокрема, для визначення коефіцієнтів ефективної теплопровідності металогідридів і його залежності від параметрів процесу взаємодії з воднем [12]. Математична модель тепломасопереносу в металогідриді в нелінійній постановці обумовлена залежністю теплофізичних властивостей і структурних характеристик металогідриду від параметрів термосорбційного процесу. Розв'язок описаної системи рівнянь відшукувався методом скінченних різниць. За допомогою математичної моделі тепломасопереносу в

металогідридах можливе визначення просторово-тимчасових полів температур, концентрації водню, тиску й масової витрати водню в шарі металогідриду, які не можуть бути отримані експериментальним шляхом. Таким чином, з урахуванням вищевикладеного, математична модель взаємодії водню з металогідридами є ефективним інструментом для формування раціональної конструкції металогідридних елементів водневих енергоперетворюючих систем і вибору оптимальних умов їхньої роботи.

Наступним етапом проектування даної системи є визначення конструктивних характеристик водневої турбоустановки. Використання водню як робочого тіла в турбоустановках накладає ряд додаткових вимог, пов'язаних з його високою текучістю, підвищеними вибухо- та пожежною небезпекою, проблемою вибору матеріалів, що не зазнають водневої корозії. Окрім того, водень має досить високу теплоємність, що за інших рівних умов призводить до збільшення кількості ступенів у проточній частині турбіни в порівнянні із традиційними турбоустановками. Тому важливим питанням, що потребує першочергового вирішення при розробці водневого турбоагрегату, який може бути застосований на високоманеврових енергоблоках ТЕС, є розробка конструкції лопаткового апарата підвищеної ефективності, оптимізація конструктивних параметрів робочих лопатей та направляючого апарата проточної частини водневої турбіни. Ці питання докладно подано в роботі [13].

Останнім етапом при проведенні дослідження металогідридних систем є визначення гідравлічних характеристик системи з метою мінімізації загального гідравлічного опору та зменшення витрат енергії на його подолання. Основну увагу тут потрібно приділити визначенню гідравлічного опору генераторів-сорберів, фільтрів і газорозподільного механізму металогідридної установки.

Розглянемо роботу утилізаційного комплексу з водневою турбоустановкою та термосорбційним компресором, де використовується гідрид  $\text{LaNi}_5\text{H}_{6,7}$ . Теплота сорбції-десорбції гідриду –  $q_s = 15500$  кДж/кг. Тиск водню на виході з ТСК  $P_5$  дорівнює 2 МПа. Температура робочого тіла в точках 4 і 5 в області «ізотермічного плато»  $T_4 = T_5$ , тиск  $P_4 = P_5$ . При максимальній температурі газів  $T_a$  прийемо перепад температур між газами і воднем  $\Delta T_1 = T_a - T_1 = 100$  К, тобто температура водню в точці 1 –  $T_1 = T_a - \Delta T_1$ . Величина перепаду температур  $\Delta T_2 = T_c - T_4$  складає 22 К. Витрата димових газів складає  $G_r = 2$  кг/с.

Для визначення кількості робочого тіла в водневому контурі скористаємося формулою

$$G_{\text{H}_2} = \frac{Q_r}{q_s + C_{p_{\text{H}_2}}(T_1 - T_5)}, \quad (8)$$

де  $Q_r = G_r C_r (T_a - T_c)$  – кількість теплоти, що відбирається від димових газів та передається силовому контуру;  $G_r$  – масова витрата димових газів;  $C_r$  – масова теплоємність димових газів, кДж/(кг·К);  $C_{p_{\text{H}_2}}$  – масова теплоємність водню, кДж/(кг·К).

Потужність водневої турбіни знаходиться як

$$N_r = G_{\text{H}_2} C_{p_{\text{H}_2}} T_1 \left( 1 - \frac{1}{(P_5 / P_3)^{k-1/k}} \right), \quad (9)$$

де  $k = 1,41$  – показник адіабати для водню;  $P_5/P_3$  – ступінь підвищення тиску в термосорбційному компресорі.

Маса та об'єм гідриду відповідно дорівнюють  $M_{\text{гід}} = \frac{G_{\text{H}_2}}{C_{\text{H}_2\text{гід}}}$ ,  $V_{\text{гід}} = \frac{M_{\text{гід}}}{\rho_{\text{гід}}}$ , де  $C_{\text{H}_2\text{гід}} = 0,014$  –

доля водню в гідриді;  $\rho_{\text{гід}} = 2500$  кг/м<sup>3</sup> – густина гідриду.

В таблиці наведено результати розрахунків за формулами (8)–(9) в залежності від рівня температур димових газів в діапазоні 523–723 К та тиску водню  $P_3$  на вході в термосорбційний компресор при постійній їх витраті.

Електрична енергія, що виробляється в водневій турбоустановці, може бути використана для отримання водню в електролізерах, що застосовуються при флоат-способі виробництва скла. Питома

витрата електроенергії на вироблення 1 м<sup>3</sup> водню в сучасних електролізерах складає 4–4,5 кВт·год/м<sup>3</sup> [14]. Кількість водню, що може бути отримана за рахунок електроенергії при установці водневої турбіни, складає до 56 м<sup>3</sup>/год.

*Характеристики водневого контуру енергосилової установки  
для вироблення гарячого дуття та електроенергії*

| Температура димових газів на вході в компресор $T_a$ , К | Кількість теплоти, що передається водневому контуру $Q_r$ , кВт | Тиск водню $P_3$ , МПа | Витрата робочого тіла в водневому контурі $G_{H_2}$ , кг/с | Потужність водневої турбіни $N_t$ , кВт |
|--|---|------------------------|--|---|
| 523  | 364   | 0,78                   | 0,0224   | 32,6                                    |
| 573  | 503,6   | 0,55                   | 0,0295   | 62,7                                    |
| 623  | 643,5   | 0,33                   | 0,0362   | 110,9                                   |
| 673  | 783,5   | 0,2                    | 0,0423   | 170                                     |
| 723  | 923,4   | 0,15                   | 0,0476   | 225,5                                   |

## Висновки

Таким чином, для подальшого підвищення ефективності паливовикористання в технологічних схемах промислових підприємств запропоновано використання металогідридних систем утилізації низькопотенційних теплових викидів. На прикладі схеми склоробного виробництва визначено структуру та основні етапи розробки металогідридних технологій утилізації теплоти, що дає можливість провести розрахунки роботи системи з урахуванням взаємозв'язку фізико-хімічних процесів та особливостей роботи кожного елемента системи, повністю визначити комплекс конструктивних та режимних параметрів, які характеризують її загальну ефективність. Однак слід зазначити, що при розгляданні питань інтеграції енергоперетворюючих комплексів на базі термосорбційного компресора та водневої турбіни на діючих промислових підприємствах необхідно додатково проводити інженерний аналіз отриманих результатів з урахуванням різних факторів – економічних, технічних, екологічних та ін. Поліпшення показників енергетичних установок, в тому числі теплоутилізаційних, можливо при аналізі складної сукупності пов'язаних між собою факторів. Існуючий функціональний зв'язок економічних, експлуатаційних і конструктивних характеристик дозволяє отримати їх оптимальні значення, що потребує проведення комплексу додаткових досліджень.

## Література

1. *Стратегія енергозбереження в Україні: Аналітично-довідкові матеріали в 2-х т. Т. 1: Загальні засади енергозбереження* / За ред. В. А. Жовтянського, М. М. Кулика, Б. С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – 510 с.
2. *Троянkin, Ю. В.* Проектирование и эксплуатация высокотемпературных установок / Ю. В. Троянkin. – М.: Изд-во Москов. энерг. ин-та, 2002. – 324 с.
3. *Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: монография* / Л. Л. Тovaжнянский, В. М. Кошельник, В. В. Соловей, А. В. Кошельник. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с.
4. *Гойхман, В. Ю.* Печная теплотехника в производстве стекла / В. Ю. Гойхман, В. Н. Руслов, В. А. Костыря. – Харьков: Факт, 1997. – 288 с.
5. *Соловей, В. В.* Энергосберегающие технологии генерации и энерготехнологической переработки водорода / В. В. Соловей, А. И. Ивановский, Н. А. Черная // Компрес. и энерг. машиностроение. – 2010. – № 2 (20). – С. 21–24.
6. *Кошельник, О. В.* Розробка та аналіз схем високоефективних водневих енергоперетворюючих установок / О. В. Кошельник, Н. А. Чорна // Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПИ». Енергетичні та теплотехнічні процеси і обладнання. – 2012. – № 7. – С. 170–174.
7. *Кузнецов, А. В.* Метод приближенного расчета процессов тепло- и массопереноса при аккумулировании водорода в металлгидридах и анализ области его применимости / А. В. Кузнецов, В. М. Ливенцов // Инж. – физ. журн. – 1992. – Т. 63, № 6. – С. 737–743.
8. *Choi, H.* Heat and mass transfer in metal hydride beds for heat pump applications / H. Choi, A. Mills // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1990. – Vol. 33, № 6. – P. 1281–1288.

9. *Артеменко, А. Н.* Расчет тепломассопереноса при термосорбционном взаимодействии металлгидрида с водородом / А. Н. Артеменко // *Вопр. атом. науки и техники. Сер. Атом.-водород. энергетика и технология.* – 1987. – № 3. – С. 61–63.
10. *Мацевитый, Ю. М.* Повышение эффективности металлгидридных элементов теплоиспользующих установок / Ю. М. Мацевитый, В. В. Соловей, Н. А. Черная // *Пробл. машиностроения.* – 2006. – Т. 9, № 2. – С. 85–93.
11. *Мацевитый, Ю. М.* Обратные задачи теплопроводности: В 2 т. Т. 2. Приложения. – Киев: Наук. думка, 2003. – 392 с.
12. *Научные основы создания газотурбинных установок с термохимическим сжатием рабочего тела* // Ю. М. Мацевитый, В. В. Соловей, В. Н. Голощапов, А. В. Русанов. – Киев: Наук. думка, 2011. – 252 с.
13. *Соловей, В. В.* Использование газопоглощающего электрода в электрохимической системе получения водорода и кислорода высокого давления / В. В. Соловей, А. А. Шевченко // *Сб. тр. 6 Межд. симпозиума ВЭБ-МПП-2009 (5–6 нояб. 2009 г.).* – М.: МИРЭА, 2009. – С. 52–65.

*Надійшла до редакції 31.01.14*